

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-304409

(43)Date of publication of application : 31.10.2001

(51)Int.Cl.

F16H 61/40

(21)Application number : 2000-121137

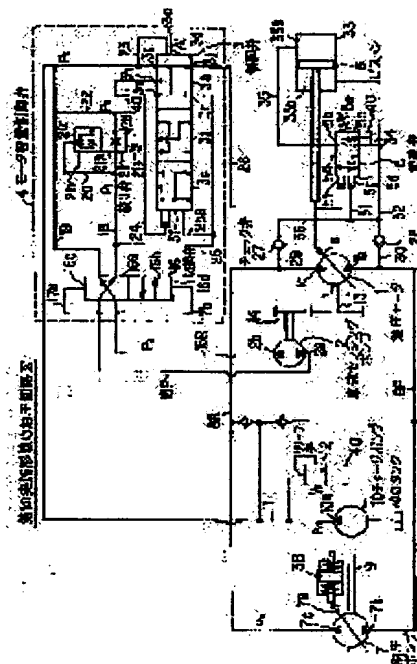
(71)Applicant : KOMATSU LTD

(22)Date of filing : 21.04.2000

(72)Inventor : FUJIKAWA MITSUAKI  
SHINOHARA SHIGERU**(54) CAPACITY CONTROL DEVICE FOR OIL HYDRAULIC MOTOR****(57)Abstract:**

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To make a rotational speed limitable of an oil hydraulic motor to a fixed value or less, by eliminating necessity for skilled operation to prevent generation of a large amount of friction heat in a brake member, in addition to provide a simple constitution.

**SOLUTION:** When a control valve 3 is switched to a position 3c of a super high speed region, a sensing pressure  $P_s$  is output and input to a speed change valve 5 to an oil path 26 from the control valve 3. A swash plate 1a of an oil hydraulic motor 1 is changed by the speed change valve 5, a capacity of the oil hydraulic motor 1 is changed to a side increasing the capacity. In this way, a rotational speed of the oil hydraulic motor 1 is lowered down and limited to a prescribed value or less.

**LEGAL STATUS**

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

**BEST AVAILABLE COPY**

**\* NOTICES \***

**JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.**

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

**CLAIMS**

---

**[Claim(s)]**

**[Claim 1]** The variable displacement oil hydraulic motor from which capacity changes by inputting a capacity control signal (1), In the capacity control unit of the hydraulic motor equipped with the control valve (3) which outputs the capacity control signal which makes small capacity of said variable displacement oil hydraulic motor (1), so that the rotational frequency of said variable displacement oil hydraulic motor (1) becomes large So that the capacity control signal changed from said control valve (3) to the side which enlarges capacity of said variable displacement oil hydraulic motor (1) may output, when the rotational frequency of said variable displacement oil hydraulic motor (1) becomes more than a predetermined rotational frequency The capacity control unit of the hydraulic motor characterized by constituting said control valve (3).

**[Claim 2]** The variable displacement oil hydraulic motor from which capacity changes by inputting a capacity control signal (1), The capacity control signal changed to the side which enlarges capacity of said variable displacement oil hydraulic motor (1) when the rotational frequency of said variable displacement oil hydraulic motor (1) is a low rotational frequency region is outputted. In the capacity control unit of the hydraulic motor equipped with the control valve (3) which outputs the capacity control signal changed to the side which makes small capacity of said variable displacement oil hydraulic motor when the rotational frequency of said variable displacement oil hydraulic motor (1) is a high rotational frequency region So that the capacity control signal changed from said control valve (3) to the side which enlarges capacity of said variable displacement oil hydraulic motor (1) may output, when the rotational frequency of said variable displacement oil hydraulic motor (1) exceeds said high rotational frequency region The capacity control unit of the hydraulic motor characterized by constituting said control valve (3).

---

**[Translation done.]**

**\* NOTICES \***

**JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.**

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

**DETAILED DESCRIPTION**

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the capacity control unit of the hydraulic motor which controls the capacity of a hydraulic motor. It is related with the control unit which carries in a car and restricts the vehicle speed to below constant value, i.e., full speed, in more detail.

[0002]

[Description of the Prior Art] When a hydraulic motor rotates cars, such as a wheel loader, a wheel or a track link rotates and the vehicle speed changes. A hydraulic motor changes gears by changing the capacity of a hydraulic motor and changing the rotational frequency of a hydraulic motor. If the capacity of a hydraulic motor becomes large, the rotational frequency of a hydraulic motor will become small. Moreover, if the capacity of a hydraulic motor becomes small, the rotational frequency of a hydraulic motor will become large.

[0003] Patent application of various invention about gear change control of a hydraulic motor is carried out, and it is already well-known.

[0004] For example, these people are indicating invention of changing gears by combining control of engagement of the clutch which formed two hydraulic motors, the hydraulic motor for low speeds, and the hydraulic motor for high speeds, and was prepared between the hydraulic motor for low speeds, and the driving shaft, and control of the capacity of the hydraulic motor for high speeds, in JP, 11-230333, A.

[0005] When a car runs the flat ground, it does not go into a ultra high-speed region. However, it may go into a ultra high-speed region at the time of leaving the mound of a car. This is for arriving at the ultra high-speed region where the vehicle speed exceeded full speed, when an axle drives with a self-weight. It is called the condition of overrun of this.

When a car will be in the condition of overrun, there is a possibility that an engine may serve as overspeed r.p.m. and an engine may break. Then, it is necessary to restrict the vehicle speed so that the vehicle speed may not exceed full speed.

[0006] When a car overran conventionally, an operator operates a foot brake and was made to reduce the vehicle speed to below full speed.

[0007]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, actuation in which a foot brake restricts the vehicle speed requires skill. And if a foot brake is operated beyond the need, frictional heat occurs in large quantities, or a brake member will be worn out and problems, such as affecting the endurance of a brake, will occur.

[0008] Then, to restrict the vehicle speed to below constant value is desired, without affecting the endurance of a brake, without requiring skill.

[0009] When a hydraulic motor exceeds a fixed rotational frequency in the above-mentioned official report (i.e., when the vehicle speed exceeds constant value), the technique about controlling the capacity of a hydraulic motor is not indicated.

[0010] And it is requested that the capacity of a hydraulic motor is controlled by the simple configuration, and the vehicle speed is restricted to below constant value with it, without adding large modification to the existing hydraulic equipment.

[0011] Without frictional heat occurring in large quantities in a brake member, without requiring the skilled actuation, moreover, this invention is a simple configuration and makes it a solution technical problem to restrict the rotational frequency of a hydraulic motor to below constant value.

[0012]

[The means for solving a technical problem and effectiveness] The variable displacement oil hydraulic motor from which capacity changes when the 1st invention of this invention inputs a capacity control signal (1), In the capacity

control unit of the hydraulic motor equipped with the control valve (3) which outputs the capacity control signal which makes small capacity of said variable displacement oil hydraulic motor (1), so that the rotational frequency of said variable displacement oil hydraulic motor (1) becomes large. When the rotational frequency of said variable displacement oil hydraulic motor (1) becomes more than a predetermined rotational frequency, it is characterized by constituting said control valve (3) so that the capacity control signal changed from said control valve (3) to the side which enlarges capacity of said variable displacement oil hydraulic motor (1) may output.

[0013] The 1st invention is concretely explained with reference to drawing 1.

[0014] According to the 1st invention, the rotational frequency of a hydraulic motor 1 is detected by the vehicle speed sensing pump 2. The pilot pressure P1 inputted into a control valve 3 through pilot oilway 25a becomes large, so that the rotational frequency of a hydraulic motor 1 becomes large. If constant value is exceeded, the rotational frequency P1, i.e., the pilot pressure, of a hydraulic motor 1, a control valve 3 will be switched to location 3c of a ultra high-speed region.

[0015] If a control valve 3 is located in location 3c of a ultra high-speed region, a pressure P1 (high pressure) will be outputted to an oilway 26 from a control valve 3, and it will be inputted into pilot port 5f of the gear change valve 5. Cam-plate 1a of a hydraulic motor 1 changes with gear change valves 5, and the capacity of a hydraulic motor 1 changes to the side which becomes large. The rotational frequency of a hydraulic motor 1 falls by this, and the rotational frequency of a hydraulic motor 1 is restricted to below a predetermined rotational frequency.

[0016] The rotational frequency of a hydraulic motor can be restricted to below constant value, without frictional heat occurring in large quantities in a brake member, without requiring the skilled actuation according to the 1st invention.

[0017] Moreover, the variable displacement oil hydraulic motor from which capacity changes when the 2nd invention inputs a capacity control signal (1), The capacity control signal changed to the side which enlarges capacity of said variable displacement oil hydraulic motor (1) when the rotational frequency of said variable displacement oil hydraulic motor (1) is a low rotational frequency region is outputted. In the capacity control unit of the hydraulic motor equipped with the control valve (3) which outputs the capacity control signal changed to the side which makes small capacity of said variable displacement oil hydraulic motor when the rotational frequency of said variable displacement oil hydraulic motor (1) is a high rotational frequency region. When the rotational frequency of said variable displacement oil hydraulic motor (1) exceeds said high rotational frequency region, it is characterized by constituting said control valve (3) so that the capacity control signal changed from said control valve (3) to the side which enlarges capacity of said variable displacement oil hydraulic motor (1) may output.

[0018] The 2nd invention is concretely explained with reference to drawing 1.

[0019] According to the 2nd invention, the rotational frequency of a hydraulic motor 1 is detected by the vehicle speed sensing pump 2. The pilot pressure P1 inputted into a control valve 3 through pilot oilway 25a becomes large, so that the rotational frequency of a hydraulic motor 1 becomes large.

[0020] The control valve 3 has location 3a of a low-speed area, location 3b of a high-speed region, and location 3c of a ultra high-speed region.

[0021] When the rotational frequency of a hydraulic motor 1 is a low rotational frequency region (i.e., when a pilot pressure P1 is small), a control valve 3 is switched to location 3a of a low-speed area.

[0022] If a control valve 3 is located in location 3a of a low-speed area, charge \*\* Pc (high pressure) of the charge pump 10 will be outputted to an oilway 26 from a control valve 3, and it will be inputted into pilot port 5f of the gear change valve 5. Cam-plate 1a of a hydraulic motor 1 changes with gear change valves 5, and the capacity of a hydraulic motor 1 changes to the side which becomes large.

[0023] When the rotational frequency of a hydraulic motor 1 is a high rotational frequency region (i.e., when a pilot pressure P1 is large), a control valve 3 is switched to location 3b of a high-speed region by the location.

[0024] If a control valve 3 is located in location 3b of a high-speed region, tank \*\* PT in a tank 40 (low voltage) will be outputted to an oilway 26 from a control valve 3, and it will be inputted into pilot port 5f of the gear change valve 5. Cam-plate 1a of a hydraulic motor 1 changes with gear change valves 5, and the capacity of a hydraulic motor 1 changes to the side which becomes small.

[0025] When the rotational frequency of a hydraulic motor 1 is a super-high rotational frequency region (i.e., when a pilot pressure P1 exceeds constant value), a control valve 3 is switched to location 3c of a ultra high-speed region.

[0026] If a control valve 3 is located in location 3c of a ultra high-speed region, a pressure P1 (high pressure) will be outputted to an oilway 26 from a control valve 3, and it will be inputted into pilot port 5f of the gear change valve 5. Cam-plate 1a of a hydraulic motor 1 changes with gear change valves 5, and the capacity of a hydraulic motor 1 changes to the side which becomes large. The rotational frequency of a hydraulic motor 1 falls by this, and the rotational frequency of a hydraulic motor 1 is restricted to below a predetermined rotational frequency.

[0027] The rotational frequency of a hydraulic motor can be restricted to below constant value, without frictional heat occurring in large quantities in a brake member, without requiring the skilled actuation according to the 2nd invention.

[0028] Furthermore, according to the 2nd invention, control which restricts the rotational frequency of a hydraulic motor 1 to below constant value can be performed to the conventional control valve 3 with the simple configuration of adding location 3c of a ultra high-speed region.

[0029]

[Embodiment of the Invention] The operation gestalt of the capacity control unit of the hydraulic motor applied to this invention with reference to a drawing below is explained.

[0030] Drawing 1 shows the oil pressure circuit diagram of the 1st operation gestalt.

[0031] As shown in drawing 1, this operation gestalt equipment constitutes the closed circuit from a hydraulic pump 7 and a hydraulic motor 1. With this operation gestalt, the case where rotate a wheel or a track link and it is made to run a car with a hydraulic motor 1 is assumed. Moreover, a hydraulic pump 7 and a hydraulic motor 1 are explained supposing the case where the hydraulic pump of a swash plate type and a hydraulic motor are used. In addition, the hydraulic pump of a bent axis type and a hydraulic motor can also be used instead of a swash plate type.

[0032] A hydraulic pump 7 is a hydraulic pump of a variable-capacity mold. A hydraulic pump 7 is a hydraulic pump of both the swing mold that it has [ mold ] two ports 7b and 7c, and can reverse the flow of a pressure oil.

[0033] The hydraulic pump 7 is connected to the prime mover which is not illustrated through a revolving shaft 9. If a prime mover works, a revolving shaft 9 will rotate and a pressure oil will carry out the regurgitation from a hydraulic pump 7. When the tilt angle of cam-plate 7a of a hydraulic pump 7 changes, the capacity (pushing away volume) of a hydraulic pump 7 changes. Cam-plate 7a of a hydraulic pump 7 is connected to a piston 36. When a piston 36 operates, the capacity of a hydraulic pump 7 changes. The pressure oil of a pressure Pp (henceforth a discharge pressure Pp) is breathed out from port 7b of a hydraulic pump 7, or port 7c. Each ports 7b and 7c of a hydraulic pump 7 are connected to the ports 1b and 1c of a hydraulic motor 1 through Oilways 8F and 8R, respectively.

[0034] The charge pump 10 is a hydraulic pump of a fixed capacity mold. The charge pump 10 is connected to a prime mover through a revolving shaft 9. If a prime mover works, a revolving shaft 9 will rotate and a pressure oil will carry out the regurgitation from the charge pump 10. Regurgitation port 10a of the charge pump 10 is connected to the pump discharge oilway 11. The relief valve 12 has connected with the pump discharge oilway 11. A relief valve 12 always fixes the pressure in the pump discharge oilway 11 during operation of a prime mover at relief \*\* Pc.

[0035] If a pressure oil carries out the regurgitation from the charge pump 10, the charge pressure oil of a pressure Pc (henceforth charge \*\* Pc) will be outputted to the pump discharge oilway 11. The pump discharge oilway 11 is connected to the motor capacity control section 4.

[0036] A hydraulic motor 1 is a hydraulic motor of a variable-capacity mold. One port 1b of a hydraulic motor 1 is connected to oilway 8F. Port 1c of another side of a hydraulic motor 1 is connected to oilway 8R. If the flow rate of the pressure oil breathed out from a hydraulic pump 7 is fixed, when cam-plate 1a of a hydraulic motor 1 changes, the capacity (pushing away volume) of a hydraulic motor 1 changes, and gear change of a hydraulic motor 1 is performed. If cam-plate 1a changes to the side to which the capacity of a hydraulic motor 1 becomes large, the rotational frequency of a hydraulic motor 1 will become small. Moreover, if cam-plate 1a changes to the side to which the capacity of a hydraulic motor 1 becomes small, the rotational frequency of a hydraulic motor 1 will become large.

[0037] Cam-plate 1a of a hydraulic motor 1 is connected to a piston 6. When a piston 6 operates, the capacity of a hydraulic motor 1 changes. The location of a piston 6 is controlled by the gear change valve 5. The piston 6 is held in the cylinder 33.

[0038] The revolving shaft 13 of a hydraulic motor 1 is connected to a wheel or a track link. If a hydraulic motor 1 rotates, a revolving shaft 13 will rotate and a wheel or a track link will rotate. For this reason, the rate of a car changes.

[0039] The revolving shaft 13 of a hydraulic motor 1 is connected to the vehicle speed sensing pump 2 through a reducer 14. The vehicle speed sensing pump 2 is a hydraulic pump of a fixed capacity mold. The vehicle speed sensing pump 2 has two port 2a and 2bs. Port 2a of the vehicle speed sensing pump 2 and 2b are connected to Oilways 15F and 15R, respectively. Oilways 15F and 15R are connected to the motor capacity control section 4, respectively.

[0040] If a pressure oil carries out the regurgitation from port 7b of a hydraulic pump 7, a car will move forward, and if a pressure oil carries out the regurgitation from port 7c of a hydraulic pump 7, a car will go astern.

[0041] If a piston 36 moves to the side which advances a car from a center valve position, cam-plate 7a of a hydraulic pump 7 will tilt to an advance side, and the pressure oil of a discharge pressure Pp will be breathed out by oilway 8F from one port 7b of a hydraulic pump 7. The pressure oil breathed out by oilway 8F is supplied to port 1b of a hydraulic motor 1. If a pressure oil is supplied to port 1b of a hydraulic motor 1, a hydraulic motor 1 operates, a revolving shaft 13 will rotate in the advance direction, and a car will move forward.

[0042] A car goes astern similarly.

[0043] If the revolving shaft 13 of a hydraulic motor 1 rotates in the advance direction, the vehicle speed sensing pump 2 will rotate according to the rotational frequency of a revolving shaft 13, and will carry out the regurgitation of the pressure oil of a pressure  $P_s$  (henceforth sensing  $P_s$ ) to oilway 15F from port 2a. Sensing  $P_s$  of oilway 15F serves as magnitude according to the rotational frequency of a hydraulic motor 1. Conversely, if the revolving shaft 13 of a hydraulic motor 1 rotates in the go-astern direction, the vehicle speed sensing pump 2 will rotate according to the rotational frequency of a revolving shaft 13, and will carry out the regurgitation of the pressure oil of sensing  $P_s$  to oilway 15R from port 2b. Sensing  $P_s$  of oilway 15R serves as magnitude according to the rotational frequency of a hydraulic motor 1. The motor capacity control section 4 consists of a change-over valve 16, a throttle valve 21, and a control valve 3.

[0044] A change-over valve 16 is 2 location change-over valve with location 16a and location 16b.

[0045] Oilways 15F and 15R are connected to a change-over valve 16. Oilway 15F have branched to oilway 17a. Oilway 17a is connected to one pressure receiving side 16c of a change-over valve 16. Oilway 15R has branched to oilway 17b. Oilway 17b is connected to 16d of pressure receiving sides of another side of a change-over valve 16. The output side of a change-over valve 16 is connected to oilways 18 and 19. The oilway 19 is connected to the pump discharge oilway 11. For this reason, the pressure in an oilway 19 serves as charge  $P_c$ .

[0046] When the hydraulic motor 1 is rotating to the advance side, the vehicle speed sensing pump 2 carries out the regurgitation of the pressure oil to oilway 15F. At this time, sensing  $P_s$  acts on pressure receiving side 16c of a change-over valve 16 through oilway 17a. For this reason, a change-over valve 16 is switched to location 16a. Therefore, oilway 15F are open for free passage to an oilway 18, and the pressure of an oilway 18 serves as sensing  $P_s$ . At this time, oilway 15R is open for free passage to an oilway 19, and the pressure of oil pressure 15R serves as charge  $P_c$  which is a pressure in an oilway 19.

[0047] When the hydraulic motor 1 is rotating to the go-astern side similarly, a change-over valve 16 is switched to location 16b. Therefore, the pressure of an oilway 18 serves as sensing  $P_s$ , and the pressure of oilway 15R serves as charge  $P_c$ .

[0048] Thus, even if the hydraulic motor 1 is rotating in which rotation direction by the side of advance and go-astern, the pressure of an oilway 18 serves as sensing  $P_s$ .

[0049] On the oilway 18, the throttle valve 21 which controls the flow  $Q$  of the pressure oil which flows an oilway 18 is formed. The throttle valve 21 has two locations of location 21a and location 21b.

[0050] If a throttle valve 21 moves to the location 21a side, the opening area  $A$  of drawing of a throttle valve 21 will become small. If a throttle valve 21 moves to the location 21b side, the opening area  $A$  of drawing of a throttle valve 21 will become large. The opening area  $A$  changes continuously between location 21a and location 21b.

[0051] The oilway 18 has branched to the oilway 20 by the input side of a throttle valve 21. The oilway 20 is connected to pressure receiving side 21c of a throttle valve 21. Therefore, a throttle valve 21 is pushed in the direction of location 21c by sensing  $P_s$ . The oilway 18 has branched to the oilway 22 by the output side of a throttle valve 21. The oilway 22 is connected to 21d of pressure receiving sides of another side of a throttle valve 21. Spring 21e is given to 21d of pressure receiving sides of a throttle valve 21. The oilway 22 is connected to an oilway 19. Therefore, a throttle valve 21 is pushed in the direction of location 21a by charge  $P_c$  and spring 21e.

[0052] Sensing  $P_s$  is explained below.

[0053] Sensing  $P_s$  is designed so that it may become large, as the rotational frequency of a hydraulic motor 1 becomes large.

[0054] When differential pressure of the pressures  $P_1$  and  $P_2$  before and behind a throttle valve 21 is set to  $\Delta P$ , the following relation is materialized between the opening area  $A$  of the flow  $Q$  which flows an oilway 18, differential pressure  $\Delta P$ , and drawing of a throttle valve 21.

[0055]  $Q = c \cdot A \cdot \sqrt{\Delta P}$  -- (1)

However,  $c$  is a flow coefficient.

[0056] Drawing 4 shows the relation between flow  $Q$  and differential pressure  $\Delta P$ . The property  $L$  shown as a continuous line by drawing 4 shows the relation between the flow  $Q$  when a throttle valve 21 operating and moving between location 21a and 21b, and differential pressure  $\Delta P$ .

[0057] As shown in drawing 4, flow  $Q$  responds for increasing and switches from a property  $L_1$  to a property  $L_2$ .

[0058] If the rotational frequency of a hydraulic motor 1 becomes large, since the input pressure  $P_1$  of a throttle valve 21 becomes large, a large pressure will act on pressure receiving side 21c of a throttle valve 21. For this reason, a throttle valve 21 is located in location 21b. For this reason, the opening area  $A$  of a throttle valve 21 becomes large. Therefore, when the rotational frequency of a hydraulic motor 1 is large, flow  $Q$  and differential pressure  $\Delta P$  change

according to the property L2 shown in drawing 4 .

[0059] A control valve 3 is explained below.

[0060] The control valve 3 has three locations of location 3a of a low-speed area, location 3b of a high-speed region, and location 3c of a ultra high-speed region.

[0061] The rate  $V$  of a low-speed area of a car is the thing of the rate region of one or less [ 0 or more km/h  $V$  ] range here. Moreover, a high-speed region is a rate region of the range not more than rate  $V_2$  which a car permits [ the rate  $V$  of a car ] more greatly than  $V_1$ . Moreover, a ultra high-speed region is a rate region at the time of overrun, and the rate  $V$  of a car is the thing of the rate region of the larger range than the permission rate  $V_2$ . It is necessary to lower the vehicle speed to less than [ full speed  $V_2$  ] in the condition that the vehicle speed  $V$  of a car arrives at a ultra high-speed region.

[0062] 3g of input port of a control valve 3 is connected to the pump discharge oilway 11. The pressure oil of charge \*\* Pc is always supplied to the control valve 3. The pump discharge oilway 11 has branched to the pilot oilway 23 by the input side of a control valve 3. The pilot oilway 23 is connected to pressure receiving side 3e of a control valve 3. For this reason, charge \*\* Pc acts on pressure receiving side 3e of a control valve 3 as a pilot pressure. Spring 3d is given to pressure receiving side 3e of a control valve 3. A control valve 3 is pushed in the direction of location 3a by charge \*\* Pc and spring 3d.

[0063] It is open for free passage on the tank 40 tank-port 3h of a control valve 3.

[0064] It has connected with the pilot oilway 24 port 3m of a control valve 3. The pilot oilway 24 is connected to 3f of pressure receiving sides of another side of a control valve 3. For this reason, the pressure in the pilot oilway 24 acts on 3f of pressure receiving sides of a control valve 3 as a pilot pressure.

[0065] The oilway 18 has branched to the pilot oilway 25 by the input side of a throttle valve 21. The pilot oilway 25 has branched to pilot oilway 25a further. Pilot oilway 25a is connected to 3f of pressure receiving sides of a control valve 3. For this reason, sensing \*\* Ps of an oilway 18 acts on 3f of pressure receiving sides of a control valve 3 as a pilot pressure. A control valve 3 is pushed in the locationsb [ 3 ] and 3c direction by the pressure and sensing \*\* Ps of the pilot oilway 24.

[0066] The pilot oilway 25 is open for free passage to port 3r of a control valve 3.

[0067] Output port 3j of a control valve 3 is connected to an oilway 26.

[0068] By low-speed area location 3a, 3g of input port, port 3m, and output port 3j are open for free passage for a control valve 3. For this reason, the pump discharge oilway 11 and the pilot oilway 24 are open for free passage, and charge \*\* Pc acts on 3f of pressure receiving sides of a control valve 3 through the pilot oilway 24. Moreover, the pump discharge oilway 11 and an oilway 26 are open for free passage, and charge \*\* Pc outputs to an oilway 26 through a control valve 3.

[0069] By high-speed region location 3b, 3g of input port and port 3m are open for free passage for a control valve 3. Moreover, tank-port 3h and output port 3j are open for free passage. For this reason, the pump discharge oilway 11 and the pilot oilway 24 are open for free passage, and charge \*\* Pc acts on 3f of pressure receiving sides of a control valve 3 through the pilot oilway 24. Moreover, a tank 40 and an oilway 26 are open for free passage, and tank \*\* outputs to an oilway 26 through a control valve 3.

[0070] By ultra high-speed region location 3c, port 3r, port 3m, and output port 3j are open for free passage for a control valve 3. For this reason, the pilot oilway 24 and the pilot oilway 25 are open for free passage, and the input pressure  $P_1$  of a throttle valve 21 acts on 3f of pressure receiving sides of a control valve 3 through the pilot oilway 24. Moreover, the pilot oilway 25 and an oilway 26 are open for free passage, and the input pressure  $P_1$  of a throttle valve 21 outputs to an oilway 26 through a control valve 3.

[0071] The gear change valve 5 is explained below.

[0072] The gear change valve 5 has location 5a and location 5b.

[0073] The pilot ports 5f and 5g are established in 5d of pressure receiving sides of the gear change valve 5. Spring 5e is given to pressure receiving side 5c of another side of the gear change valve 5.

[0074] It is open for free passage to the oilway 26 pilot port 5f of the gear change valve 5. For this reason, the pressure of the pressure oil outputted from a control valve 3 acts on pilot port 5f of the gear change valve 5 as a pilot pressure.

[0075] It is open for free passage to the oilway 31 pilot port 5g of the gear change valve 5. The oilway 31 is connected to an oilway 36. Oilways 8R and 8F are connected to check valves 27 and 28 through oilways 29 and 30, respectively. Check valves 27 and 28 are connected to an oilway 36.

[0076] A check valve 27 passes a pressure oil only in the direction which goes to an oilway 36 from an oilway 29. Moreover, a check valve 28 passes a pressure oil only in the direction which goes to an oilway 36 from an oilway 30. For this reason, the pressure of any or the higher one is led to an oilway 36 among Oilways 8R and 8F. Therefore, large



\*\* acts on pilot port 5g of the gear change valve 5 as a pilot pressure among the pressure in oilway 8F, or the pressure of oilway 8R. That is, the discharge pressure  $P_p$  of a hydraulic pump 7 acts on pilot port 5g of the gear change valve 5 as a pilot pressure.

[0077] The oilway 31 is connected to an oilway 32. The oilway 32 has branched to the oilway 34. The oilway 34 is connected to the gear change valve 5. The oilway 32 is open for free passage to cylinder room 33b by the side of the minor diameter of a piston 6.

[0078] Cylinder room 33a by the side of the major diameter of a piston 6 is open for free passage to the oilway 35. The oilway 35 is connected to the gear change valve 5. Moreover, the gear change valve 5 is connected to a tank 40.

[0079] If the gear change valve 5 is located in location 5a, an oilway 34 and an oilway 35 will be open for free passage through the gear change valve 5. For this reason, the pressure in cylinder room 33a by the side of the major diameter of a piston 6 becomes the same magnitude as the pressure of an oilway 32. Moreover, the pressure of cylinder room 33b by the side of the minor diameter of a piston 6 also serves as the same magnitude as the pressure of an oilway 32. For this reason, a piston 6 moves in the direction which compresses cylinder room 33b by the side of a minor diameter by the difference in the projected net area of a piston 6. For this reason, cam-plate 1a of a hydraulic motor 1 is tilted to the side to which capacity becomes large.

[0080] If the gear change valve 5 is located in location 5b, an oilway 35 will be open for free passage on a tank 40 through the gear change valve 5. For this reason, the pressure in cylinder room 33a by the side of the major diameter of a piston 6 serves as tank \*\*. Moreover, the pressure of cylinder room 33b by the side of the minor diameter of a piston 6 serves as the same magnitude as the pressure of an oilway 32. For this reason, a piston 6 moves in the direction which compresses cylinder room 33a by the side of a major diameter. For this reason, cam-plate 1a of a hydraulic motor 1 is tilted to the side to which capacity becomes small. The gear change valve 5 changes to the location where the force according to the pilot pressure which acts on the pilot ports 5f and 5g, and the spring force of spring 5e balance.

[0081] Actuation of the hydraulic circuit of drawing 1 is explained below.

[0082] When the car is moving to the advance side, since the following contents of control are the same, the case where the car is moving to the advance side is represented in both cases of moving to the go-astern side, and it is explained.

[0083] In the condition that the car is moving to the advance side, the pump discharge pressure oil in oilway 8F is absorbed by port 1b of a hydraulic motor 1, and a pressure oil is breathed out by oilway 8R from port 1c of a hydraulic motor 1.

[0084] The vehicle speed sensing pump 2 carries out the regurgitation of the flow rate according to the rotational frequency of a hydraulic motor 1 to oilway 15F.

[0085] For this reason, a change-over valve 16 is located in location 16a, and opens oilway 15F for free passage to an oilway 18. The pressure of an oilway 18 becomes the magnitude according to the rotational frequency of a hydraulic motor 1.

[0086] If the control valve 3 is located in low-speed area location 3a, 3g of input port and output port 3j will be open for free passage. For this reason, the pump discharge oilway 11 and an oilway 26 are open for free passage, and charge \*\*  $P_c$  is outputted to an oilway 26 through a control valve 3.

[0087] Drawing 3 (a) shows the location of the gear change valve 5 when the control valve 3 is located in low-speed area location 3a.

[0088] As shown in drawing 3 (a), charge \*\*  $P_c$  is applied to pilot port 5f of the gear change valve 5 as a pilot pressure through an oilway 26. On the other hand, the pressure of an oilway 31 is applied to pilot port 5g of the gear change valve 5 as a pilot pressure. For this reason, the gear change valve 5 moves in the direction which compresses spring 5e, and the gear change valve 5 is located in location 5a. If the gear change valve 5 is located in location 5a, an oilway 34 and an oilway 35 will be open for free passage through the gear change valve 5. For this reason, the pressure in cylinder room 33a by the side of the major diameter of a piston 6 turns into a pressure of an oilway 32. Moreover, the pressure of cylinder room 33b by the side of the minor diameter of a piston 6 also turns into a pressure of an oilway 32. A piston 6 moves in the direction which compresses cylinder room 33b by the side of a minor diameter by the difference in the projected net area of a piston 6. For this reason, cam-plate 1a of a hydraulic motor 1 is tilted to the side to which capacity becomes large.

[0089] As mentioned above, when the rotational frequency of a hydraulic motor 1 is small (i.e., when the input pressure  $P_1$  of a throttle valve 21 is small), the capacity of a hydraulic motor 1 becomes large.

[0090] If the rotational frequency of a hydraulic motor 1 becomes large and the pressure  $P_s$  of an oilway 18 becomes large, a control valve 3 will move in the direction of high-speed region location 3b.

[0091] If a control valve 3 is located in high-speed region location 3b, tank-port 3h and output port 3j will be open for free passage. For this reason, a tank 40 and an oilway 26 are open for free passage, and tank \*\* is outputted to an oilway



26 through a control valve 3.

[0092] Drawing 3 (b) shows the location of the gear change valve 5 when the control valve 3 is located in high-speed region location 3b.

[0093] It is tank \*\* P pilot port 5f of the gear change valve 5. On the other hand, the pressure of an oilway 32 is applied to pilot port 5g of the gear change valve 5 as a pilot pressure through an oilway 31. For this reason, the gear change valve 5 moves in the direction in which spring 5e is extended, and the gear change valve 5 is located in location 5b. If the gear change valve 5 is located in location 5b, an oilway 34 and a tank 40 will be open for free passage through the gear change valve 5. For this reason, the pressure in cylinder room 33a by the side of the major diameter of a piston 6 becomes tank \*\* (low voltage). Moreover, the pressure of cylinder room 33b by the side of the minor diameter of a piston 6 turns into a pressure (high pressure) of an oilway 32. Thereby, a piston 6 moves in the direction which compresses cylinder room 33a by the side of a major diameter. For this reason, cam-plate 1a of a hydraulic motor 1 is tilted to the side to which capacity becomes small.

[0094] As mentioned above, when [ when the rotational frequency of a hydraulic motor 1 is large ] the pressure Ps of an oilway 18 is large, the capacity of a hydraulic motor 1 becomes small.

[0095] In addition, the pressure applied to pilot port 5g of the gear change valve 5 changes according to the load concerning a wheel or a track link. That is, if the load concerning a wheel or a track link becomes large, the pressure which joins pilot port 5g of the gear change valve 5 through Oilways 8F or 8R will become large, and the gear change valve 5 will move to the location 5a side from location 5b. For this reason, cam-plate 1a of a hydraulic motor 1 is tilted to the side to which capacity becomes large. Thus, if the load concerning a wheel or a track link becomes large, the capacity of a hydraulic motor 1 will become large and the torque equivalent to the load concerning a wheel or a track link will occur with a hydraulic motor 1.

[0096] If the rotational frequency of a hydraulic motor 1 becomes still larger and exceeds a threshold (i.e., if the pressure Ps of an oilway 18 exceeds a threshold), a control valve 3 will be switched to ultra high-speed region location 3c.

[0097] If a control valve 3 is located in ultra high-speed region location 3c, port 3r and output port 3j will be open for free passage. For this reason, the pilot oilway 25 and an oilway 26 are open for free passage, and the pressure Ps of an oilway 18 is outputted to an oilway 26 through a control valve 3.

[0098] Drawing 3 (c) shows the location of the gear change valve 5 when the control valve 3 is located in ultra high-speed region location 3c.

[0099] As shown in drawing 3 (c), it applies to pilot port 5f of the gear change valve 5 as a pilot pressure through an oilway 26, the pressure Ps, i.e., sensing \*\*, of an oilway 18. On the other hand, the pressure of an oilway 31 is applied to pilot port 5g of the gear change valve 5 as a pilot pressure. For this reason, the gear change valve 5 moves in the direction which spring 5e compresses, and the gear change valve 5 is located in location 5a.

[0100] Drawing 3 (a) is compared with drawing 3 (c) here. In drawing 3 (a), charge \*\* Pc which is an output pressure of a throttle valve 21 is applied to pilot port 5f of the gear change valve 5. On the other hand by drawing 3 (c), the high-pressure input pressure Ps is applied to pilot port 5f of the gear change valve 5 rather than charge \*\* Pc which is an output pressure of a throttle valve 21. For this reason, the direction in the case of drawing 3 (c) can switch the gear change valve 5 to location 5a certainly by the more high-pressure pilot pressure rather than the case of drawing 3 (a).

[0101] If the gear change valve 5 is located in location 5a, an oilway 34 and an oilway 35 will be open for free passage through the gear change valve 5. For this reason, the pressure in cylinder room 33a by the side of the major diameter of a piston 6 turns into a pressure of an oilway 32. Moreover, the pressure of cylinder room 33b by the side of the minor diameter of a piston 6 also turns into a pressure of an oilway 32. A piston 6 moves in the direction which compresses cylinder room 33b by the side of a minor diameter by the difference in the projected net area of a piston 6. For this reason, cam-plate 1a of a hydraulic motor 1 is tilted to the side to which capacity becomes large. The rotational frequency of a hydraulic motor 1 falls by this.

[0102] If the rotational frequency of a hydraulic motor 1 becomes small and becomes below a threshold (i.e., if sensing \*\* Ps of an oilway 18 becomes below a threshold), a control valve 3 will be switched to high-speed region location 3b from ultra high-speed region location 3c. Thereby, the vehicle speed of a car is restricted to the predetermined vehicle speed, i.e., less than [ permission rate V2 ].

[0103] The control valve 3 has a hysteresis in the time of being switched to ultra high-speed region location 3c from high-speed region location 3b, and the time of being conversely switched to high-speed region location 3b from ultra high-speed region location 3c. The hysteresis was given for preventing that gear change is performed frequently, while the vehicle speed was running in the permission rate V2 neighborhood. A hysteresis is explained below.

[0104] When the control valve 3 is located in high-speed region location 3b, charge \*\* Pc acts on pressure receiving

side 3e of a control valve 3, and charge \*\* Pc and sensing \*\* Ps are carrying out \*\*\*\*\* operation in each pilot port which is 3f of pressure receiving sides.

[0105] On the other hand, when the control valve 3 is located in ultra high-speed region location 3c, charge \*\* Pc acts on pressure receiving side 3e of a control valve 3, and sensing \*\* Ps is acting on each pilot port which is 3f of pressure receiving sides.

[0106] Since sensing \*\* Ps is larger than charge \*\* Pc, the force in which the direction when being located in ultra high-speed region location 3c rather than the time of the control valve 3 being located in high-speed region location 3b acts on 3f of pressure receiving sides of a control valve 3 becomes large.

[0107] If this will not be made into sensing \*\* Ps lower than sensing \*\* Ps when switching to ultra high-speed region location 3c from high-speed region location 3b once a control valve 3 switches from high-speed region location 3b to ultra high-speed region location 3c, it means not switching from ultra high-speed region location 3c to high-speed region location 3b. That is, if the rotational frequency of a hydraulic motor 1 is not made into a rotational frequency lower than the rotational frequency when being switched to ultra high-speed region location 3c from high-speed region location 3b, it cannot switch to high-speed region location 3b from ultra high-speed region location 3c.

[0108] If it transposes to the vehicle speed and will not be made to fall rather than the vehicle speed when a control valve 3 is switched to ultra high-speed region location 3c from high-speed region location 3b, a control valve 3 does not switch from ultra high-speed region location 3c to high-speed region location 3b.

[0109] As explained above, according to the 1st operation gestalt, a control valve 3 can restrict the rotational frequency of a hydraulic motor 1 to below constant value automatically, without being based on actuation of a foot brake. For this reason, the skilled actuation is not required and frictional heat does not occur in large quantities in a brake member.

[0110] Moreover, according to the 1st operation gestalt, control which restricts the rotational frequency of a hydraulic motor 1 to below constant value can be performed to the conventional control valve 3 with the simple configuration of adding location 3c of a ultra high-speed region.

[0111] In addition, instead of forming a throttle valve 21 in an oilway 18 by drawing 1, the opening area A may establish a fixed fixed diaphragm. However, the pilot pressure which acts on a control valve 3 through pilot oilway 25a in this case is changed sharply. What is necessary is just to change suitably a pressure receiving sides [ of a control valve 3 / 3e and 3f ] projected net area, and the spring 3d spring force, in order to cope with this.

[0112] In drawing 1, an oil pressure signal is inputted into a control valve 3, and the control valve 3 is operated.

However, an electrical signal may be inputted into a control valve 3, and a control valve 3 may be operated.

[0113] Drawing 2 shows the 2nd operation gestalt which inputs an electrical signal into a control valve 3, and controls the capacity of a hydraulic motor 1.

[0114] In the hydraulic circuit shown in this drawing 2, the reducer 14 needed by drawing 1, the vehicle speed sensing pump 2, a change-over valve 16, and throttle valve 21 grade are omissible.

[0115] the side which counters spring 3d of a control valve 3 -- electromagnetism -- solenoid 3k is prepared. On the other hand, the sensor which detects the rotational frequency of the revolving shaft of a hydraulic motor 1, and outputs a detecting signal as an electrical signal can be used for the rotational frequency of a hydraulic motor 1. Moreover, the sensor which detects the rotational frequency of a wheel or a track link, and outputs a detecting signal as an electrical signal may be used. Moreover, the sensor which detects the ground speed of a car may be used.

[0116] the current value D which is proportional to this detected rotational frequency or vehicle speed when the rotational frequency or the vehicle speed of a hydraulic motor 1 was detected by the sensor -- the electromagnetism of a control valve 3 -- it is added to solenoid 3k. for this reason, the force proportional to the rotational frequency or the vehicle speed of a hydraulic motor 1 -- electromagnetism -- it generates in solenoid 3k and a control valve 3 moves in the direction which compresses spring 3d according to the force proportional to the rotational frequency or the vehicle speed of a hydraulic motor 1. Thereby, with the rise of the rotational frequency of a hydraulic motor 1, or the vehicle speed, a control valve 3 moves to high-speed region location 3b from low-speed area location 3a, and moves to ultra high-speed region location 3c from high-speed region location 3b further.

[0117] If a control valve 3 is located in low-speed area location 3a, 3g of input port will be open for free passage to output port 3j. For this reason, charge \*\* Pc is outputted to an oilway 26 from a control valve 3. Therefore, the gear change valve 5 operates like drawing 3 (a), and the capacity of a hydraulic motor 1 becomes large.

[0118] If a control valve 3 is located in high-speed region location 3b, tank-port 3h will be open for free passage to output port 3j. For this reason, tank \*\* is outputted to an oilway 26 from a control valve 3. Therefore, the gear change valve 5 operates like drawing 3 (b), and the capacity of a hydraulic motor 1 becomes small.

[0119] If a control valve 3 is located in ultra high-speed location 3c, 3g of input port will be open for free passage to output port 3j. For this reason, sensing \*\* Ps of an oilway 18 is outputted to an oilway 26 from a control valve 3.

Therefore, the gear change valve 5 operates like drawing 3 (a), and the capacity of hydraulic motor 1 becomes large. The rotational frequency of a hydraulic motor 1 falls by this, and the vehicle speed of a car is restricted to below constant value.

[0120] The above operation gestalt explained supposing the case where the vehicle speed of a car is restricted to below constant value (permission rate). However, this invention is not limited to control of the vehicle speed of a car. That is, the body of revolution connected to the revolving shaft of a hydraulic motor 1 is not limited to a wheel or a track link. This invention is applicable to control of the rotational speed of the body of revolution of the arbitration connected to the revolving shaft of a hydraulic motor 1.

---

[Translation done.]

\* NOTICES \*

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

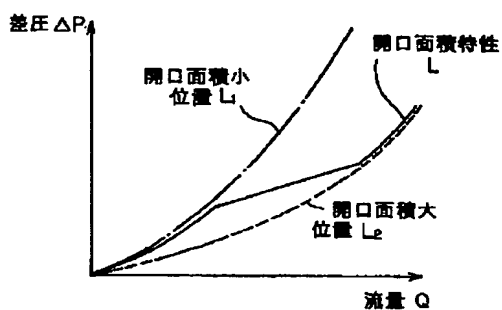
---

DRAWINGS

---

[Drawing 4]

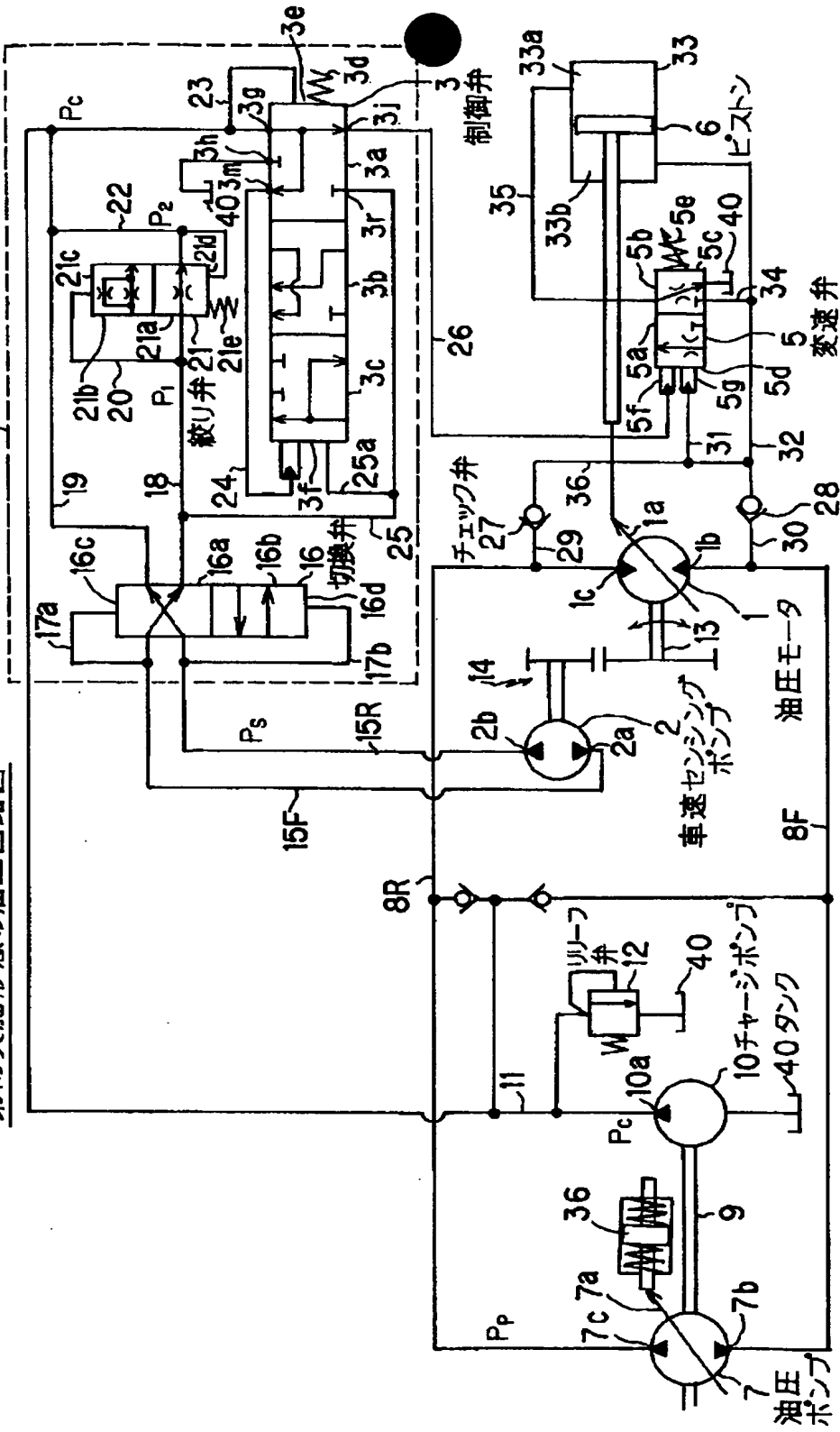
流量と差圧の関係を示す図



[Drawing 1]

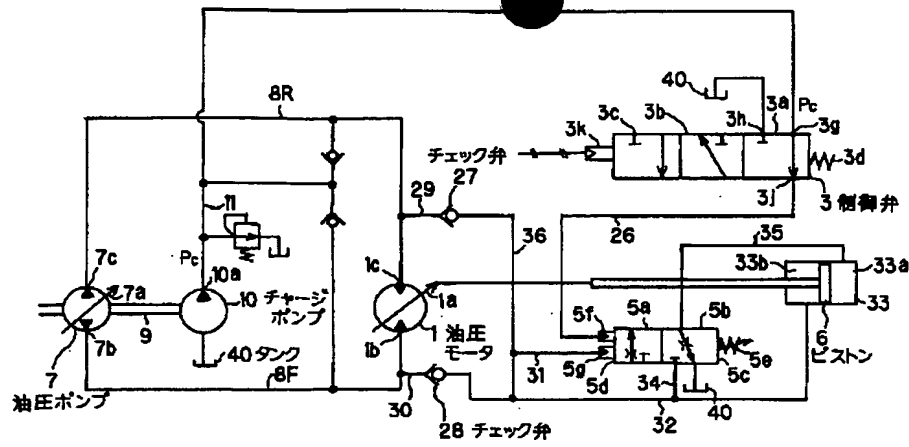
第10の実施形態の油圧回路図

4 モータ容量制御弁



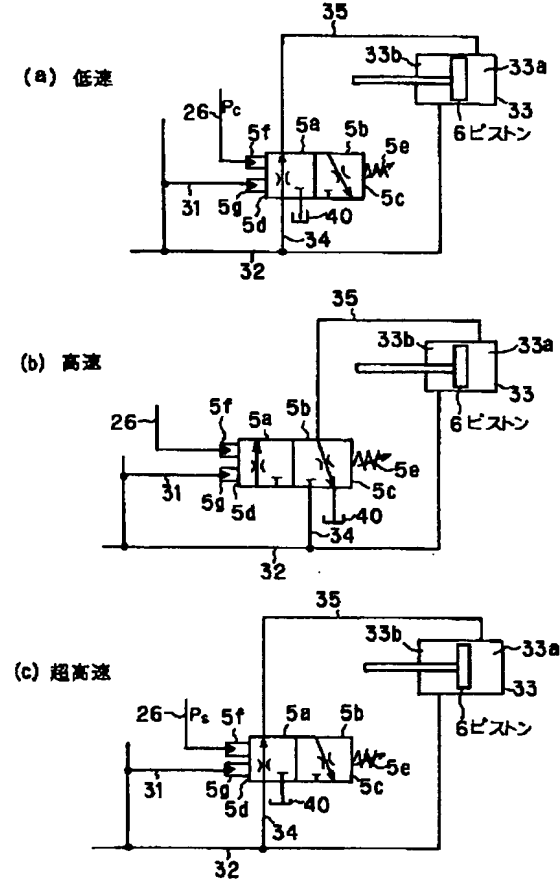
[Drawing 2]

第2の実施形態の油圧回路図



[Drawing 3]

油圧モータが変速する様子を説明する図



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号  
特開2001-304409  
(P2001-304409A)

(43) 公開日 平成13年10月31日 (2001. 10. 31)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>  
F 1 6 H 61/40

識別記号

F I  
F 1 6 H 61/40

テーマコード(参考)  
P 3 J 0 5 3

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願2000-121137(P2000-121137)

(22) 出願日 平成12年4月21日 (2000. 4. 21)

(71) 出願人 000001236

株式会社小松製作所  
東京都港区赤坂二丁目3番6号

(72) 発明者 藤川 光昭

栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松  
製作所小山工場内

(72) 発明者 篠原 茂

栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松  
製作所小山工場内

(74) 代理人 100071054

弁理士 木村 高久 (外1名)

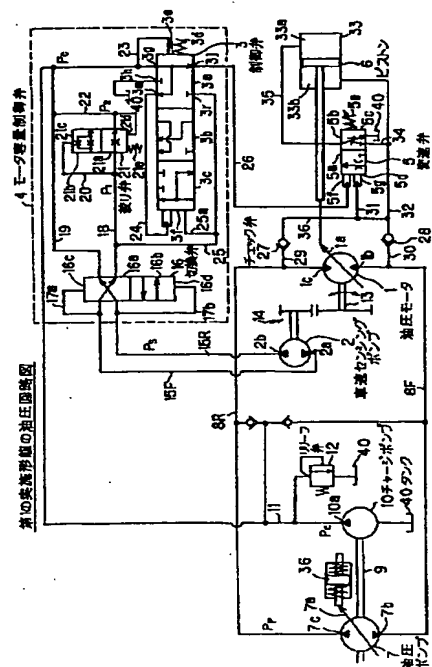
Fターム(参考) 3J053 AA01 AB02 AB32 CB24 DA06  
EA07

(54) 【発明の名称】 油圧モータの容量制御装置

(57) 【要約】

【課題】 熟練した操作を要することなく、ブレーキ部材で大量に摩擦熱が発生することなく、しかも簡易な構成で、油圧モータの回転数を一定値以下に制限できるようにする。

【解決手段】 制御弁3が超高速域の位置3cに切り換えられると、制御弁3から油路26に、センシング圧Psが出力され、変速弁5に入力される。変速弁5によって油圧モータ1の斜板1aが変化し、油圧モータ1の容量は大きくなる側に変化する。これにより油圧モータ1の回転数が低下して油圧モータ1の回転数が所定の回転数以下に制限される。





## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 容量制御信号を入力することによって容量が変化する可変容量型油圧モータ(1)と、前記可変容量型油圧モータ(1)の回転数が大きくなるほど前記可変容量型油圧モータ(1)の容量を小さくする容量制御信号を出力する制御弁(3)とを備えた油圧モータの容量制御装置において、前記可変容量型油圧モータ(1)の回転数が所定の回転数以上になった場合に、前記制御弁(3)から、前記可変容量型油圧モータ(1)の容量を大きくする側に变化させる容量制御信号が出力するように、前記制御弁(3)を構成したことを特徴とする油圧モータの容量制御装置。

【請求項2】 容量制御信号を入力することによって容量が変化する可変容量型油圧モータ(1)と、前記可変容量型油圧モータ(1)の回転数が低回転数域の場合には前記可変容量型油圧モータ(1)の容量を大きくする側に变化させる容量制御信号を出力し、前記可変容量型油圧モータ(1)の回転数が高回転数域の場合には前記可変容量型油圧モータの容量を小さくする側に变化させる容量制御信号を出力する制御弁(3)とを備えた油圧モータの容量制御装置において、前記可変容量型油圧モータ(1)の回転数が前記高回転数域を超えた場合に、前記制御弁(3)から、前記可変容量型油圧モータ(1)の容量を大きくする側に变化させる容量制御信号が出力するように、前記制御弁(3)を構成したことを特徴とする油圧モータの容量制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は油圧モータの容量を制御する油圧モータの容量制御装置に関する。より詳しくは、車両に搭載して車速を一定値つまり最高速度以下に制限する制御装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】ホイールローダなどの車両は、油圧モータが回転することによって車輪あるいは履帯が回転して車速が変化する。油圧モータの容量を変化させて油圧モータの回転数を変えることにより油圧モータは変速する。油圧モータの容量が大きくなると油圧モータの回転数が小さくなる。また油圧モータの容量が小さくなると油圧モータの回転数が大きくなる。

【0003】油圧モータの変速制御に関する発明は、種々特許出願されて既に公知になっている。

【0004】たとえば本出願人は特開平11-230333号公報において、低速用の油圧モータと、高速用の油圧モータの2つの油圧モータを設け、低速用の油圧モータと駆動軸との間に設けられたクラッチの係合の制御と、高速用の油圧モータの容量の制御とを組み合わせることにより変速を行うという発明を開示している。

【0005】車両が平地を走行するときには超高速域には入らない。しかし車両の降板時には超高速域に入ることがある。これは自重により車軸が駆動されることにより車速が最高速度を超えた超高速域に達するためである。これをオーバーランの状態と呼ぶ。車両がオーバーランの状態になると、エンジンが過回転となりエンジンが壊れるおそれがある。そこで車速が最高速度を超えないように車速を制限する必要がある。

【0006】従来、車両がオーバーランしたときには、オペレータがフットブレーキを操作して車速を最高速度以下に落とすようにしていた。

## 【0007】

【発明が解決しようとする課題】しかしフットブレーキによって車速を制限する操作は、熟練を要する。しかもフットブレーキを必要以上に作動させると摩擦熱が大量に発生したりブレーキ部材が摩耗するなどしてブレーキの耐久性に影響を与えるなどの問題が発生する。

【0008】そこで熟練を要することなく、ブレーキの耐久性に影響を与えることなく、車速を一定値以下に制限することが望まれる。

【0009】上記公報には、油圧モータが一定の回転数を超えた場合つまり車速が一定値を超えた場合に、油圧モータの容量を制御することに関する技術は記載されていない。

【0010】しかも既存の油圧機器に大幅な変更を加えることなく簡易な構成で、油圧モータの容量を制御して車速を一定値以下に制限することが要望されている。

【0011】本発明は、熟練した操作を要することなく、ブレーキ部材で大量に摩擦熱が発生することなく、しかも簡易な構成で、油圧モータの回転数を一定値以下に制限することを解決課題とするものである。

## 【0012】

【課題を解決するための手段および効果】本発明の第1発明は、容量制御信号を入力することによって容量が変化する可変容量型油圧モータ(1)と、前記可変容量型油圧モータ(1)の回転数が大きくなるほど前記可変容量型油圧モータ(1)の容量を小さくする容量制御信号を出力する制御弁(3)とを備えた油圧モータの容量制御装置において、前記可変容量型油圧モータ(1)の回転数が所定の回転数以上になった場合に、前記制御弁(3)から、前記可変容量型油圧モータ(1)の容量を大きくする側に变化させる容量制御信号が出力するように、前記制御弁(3)を構成したことを特徴とする。

【0013】第1発明を図1を参照して具体的に説明する。

【0014】第1発明によれば、車速センシングポンプ2によって油圧モータ1の回転数が検出される。油圧モータ1の回転数が大きくなるほどパイロット油路25aを介して制御弁3に入力されるパイロット圧P1が大きくなる。油圧モータ1の回転数つまりパイロット圧P1

が一定値を超えると、制御弁3は超高速域の位置3cに切り換えられる。

【0015】制御弁3が超高速域の位置3cに位置すると、制御弁3から油路26に、圧力P1（高圧）が出力され、変速弁5のパイロットポート5fに入力される。変速弁5によって油圧モータ1の斜板1aが変化し、油圧モータ1の容量は大きくなる側に変化する。これにより油圧モータ1の回転数が低下して油圧モータ1の回転数が所定の回転数以下に制限される。

【0016】第1発明によれば、熟練した操作を要することなく、ブレーキ部材で大量に摩擦熱が発生することなく、油圧モータの回転数を一定値以下に制限することができる。

【0017】また第2発明は、容量制御信号を入力することによって容量が変化する可変容量型油圧モータ

(1)と、前記可変容量型油圧モータ(1)の回転数が低回転数域の場合には前記可変容量型油圧モータ(1)の容量を大きくする側に変化させる容量制御信号を出力し、前記可変容量型油圧モータ(1)の回転数が高回転数域の場合には前記可変容量型油圧モータの容量を小さくする側に変化させる容量制御信号を出力する制御弁(3)とを備えた油圧モータの容量制御装置において、前記可変容量型油圧モータ(1)の回転数が前記高回転数域を超えた場合に、前記制御弁(3)から、前記可変容量型油圧モータ(1)の容量を大きくする側に変化させる容量制御信号が出力するように、前記制御弁(3)を構成したことを特徴とする。

【0018】第2発明を図1を参照して具体的に説明する。

【0019】第2発明によれば、車速センシングポンプ2によって油圧モータ1の回転数が検出される。油圧モータ1の回転数が大きくなるほど、パイロット油路25aを介して制御弁3に入力されるパイロット圧P1が大きくなる。

【0020】制御弁3は、低速域の位置3aと高速域の位置3bと超高速域の位置3cとを有している。

【0021】油圧モータ1の回転数が低回転数域の場合つまりパイロット圧P1が小さい場合には、制御弁3は低速域の位置3aに切り換えられる。

【0022】制御弁3が低速域の位置3aに位置すると、制御弁3から油路26に、チャージポンプ10のチャージ圧Pc（高圧）が出力され、変速弁5のパイロットポート5fに入力される。変速弁5によって油圧モータ1の斜板1aが変化し、油圧モータ1の容量は大きくなる側に変化する。

【0023】油圧モータ1の回転数が高回転数域の場合つまりパイロット圧P1が大きい場合には、制御弁3は高速域の位置3bに位置に切り換えられる。

【0024】制御弁3が高速域の位置3bに位置すると、制御弁3から油路26に、タンク40内のタンク圧

PT（低圧）が出力され、変速弁5のパイロットポート5fに入力される。変速弁5によって油圧モータ1の斜板1aが変化し、油圧モータ1の容量は小さくなる側に変化する。

【0025】油圧モータ1の回転数が高回転数域の場合つまりパイロット圧P1が一定値を超えた場合には、制御弁3は超高速域の位置3cに切り換えられる。

【0026】制御弁3が超高速域の位置3cに位置すると、制御弁3から油路26に、圧力P1（高圧）が出力され、変速弁5のパイロットポート5fに入力される。変速弁5によって油圧モータ1の斜板1aが変化し、油圧モータ1の容量は大きくなる側に変化する。これにより油圧モータ1の回転数が低下して油圧モータ1の回転数が所定の回転数以下に制限される。

【0027】第2発明によれば、熟練した操作を要することなく、ブレーキ部材で大量に摩擦熱が発生することなく、油圧モータの回転数を一定値以下に制限することができる。

【0028】さらに第2発明によれば、従来の制御弁3に対して、超高速域の位置3cを付加するという簡易な構成で、油圧モータ1の回転数を一定値以下に制限する制御を行うことができる。

【0029】

【発明の実施の形態】以下図面を参照して本発明に係る油圧モータの容量制御装置の実施形態について説明する。

【0030】図1は第1の実施形態の油圧回路図を示す。

【0031】図1に示すように本実施形態装置は油圧ポンプ7と油圧モータ1とでクローズド回路を構成している。本実施形態では油圧モータ1によって車輪または履帯を回動させて車両を走行させる場合を想定する。また油圧ポンプ7、油圧モータ1は斜板式の油圧ポンプ、油圧モータを用いた場合を想定して説明する。なお斜板式の代わりに斜軸式の油圧ポンプ、油圧モータを用いることもできる。

【0032】油圧ポンプ7は可変容量型の油圧ポンプである。油圧ポンプ7は2つのポート7b、7cを有し圧油の流れを逆転させることができる両振り型の油圧ポンプである。

【0033】油圧ポンプ7は図示していない原動機に回転軸9を介して接続している。原動機が稼働すると回転軸9が回動し油圧ポンプ7から圧油が吐出する。油圧ポンプ7の斜板7aの傾斜角が変化することによって油圧ポンプ7の容量（押し退け容積）が変化する。油圧ポンプ7の斜板7aはピストン36に接続している。ピストン36が作動することによって油圧ポンプ7の容量が変化する。油圧ポンプ7のポート7bまたはポート7cから圧力Pp（以下吐出圧Ppという）の圧油が吐出される。油圧ポンプ7の各ポート7b、7cはそれぞれ、油

路8F、8Rを介して油圧モータ1のポート1b、1cに接続している。

【0034】チャージポンプ10は固定容量型の油圧ポンプである。チャージポンプ10は原動機に回転軸9を介して接続している。原動機が稼働すると回転軸9が回転しチャージポンプ10から圧油が吐出する。チャージポンプ10の吐出ポート10aはポンプ吐出油路11に接続している。ポンプ吐出油路11にはリリーフ弁12が接続している。リリーフ弁12は原動機の稼働中にポンプ吐出油路11内の圧力を常時リリーフ圧Pcに固定する。

【0035】チャージポンプ10から圧油が吐出するとポンプ吐出油路11に圧力Pc（以下チャージ圧Pcという）のチャージ圧油が出力される。ポンプ吐出油路11はモータ容量制御部4に接続している。

【0036】油圧モータ1は可変容量型の油圧モータである。油圧モータ1の一方のポート1bは油路8Fに接続している。油圧モータ1の他方のポート1cは油路8Rに接続している。油圧ポンプ7から吐出される圧油の流量が一定であるとすれば、油圧モータ1の斜板1aが変化することによって油圧モータ1の容量（押し退け容積）が変化し油圧モータ1の変速が行われる。油圧モータ1の容量が大きくなる側に斜板1aが変化すると、油圧モータ1の回転数が小さくなる。また油圧モータ1の容量が小さくなる側に斜板1aが変化すると、油圧モータ1の回転数が大きくなる。

【0037】油圧モータ1の斜板1aはピストン6に接続している。ピストン6が作動することによって油圧モータ1の容量が変化する。ピストン6の位置は変速弁5によって制御される。ピストン6はシリンダ33内に収容されている。

【0038】油圧モータ1の回転軸13は車輪または履帯に接続している。油圧モータ1が回転すると回転軸13が回転し車輪または履帯が回転する。このため車両の速度が変化する。

【0039】油圧モータ1の回転軸13は減速機14を介して車速センシングポンプ2に接続している。車速センシングポンプ2は固定容量型の油圧ポンプである。車速センシングポンプ2は2つのポート2a、2bを有している。車速センシングポンプ2のポート2a、2bはそれぞれ、油路15F、15Rに接続している。油路15F、15Rはそれぞれ、モータ容量制御部4に接続している。

【0040】油圧ポンプ7のポート7bから圧油が吐出すると車両が前進し油圧ポンプ7のポート7cから圧油が吐出すると車両が後進する。

【0041】ピストン36が中立位置から車両を前進させる側に移動すると、油圧ポンプ7の斜板7aが前進側に傾動し油圧ポンプ7の一方のポート7bから吐出圧Ppの圧油が油路8Fに吐出される。油路8Fに吐出され

た圧油は油圧モータ1のポート1bに供給される。油圧モータ1のポート1bに圧油が供給されると、油圧モータ1が作動し回転軸13は前進方向に回転し車両が前進する。

【0042】同様にして車両が後進する。

【0043】油圧モータ1の回転軸13が前進方向に回転すると、車速センシングポンプ2は回転軸13の回転数に応じて回転しポート2aから圧力Ps（以下センシング圧Psという）の圧油を油路15Fに吐出する。油路15Fのセンシング圧Psは油圧モータ1の回転数に応じた大きさととなる。逆に油圧モータ1の回転軸13が後進方向に回転すると、車速センシングポンプ2は回転軸13の回転数に応じて回転しポート2bからセンシング圧Psの圧油を油路15Rに吐出する。油路15Rのセンシング圧Psは油圧モータ1の回転数に応じた大きさととなる。モータ容量制御部4は、切換弁16と、絞り弁21と、制御弁3とから構成されている。

【0044】切換弁16は位置16aと位置16bとを有した2位置切換弁である。

【0045】油路15F、15Rは切換弁16に接続している。油路15Fは油路17aに分岐している。油路17aは切換弁16の一方の受圧面16cに接続している。油路15Rは油路17bに分岐している。油路17bは切換弁16の他方の受圧面16dに接続している。切換弁16の出力側は油路18、19に接続している。油路19はポンプ吐出油路11に接続している。このため油路19内の圧力はチャージ圧Pcとなる。

【0046】油圧モータ1が前進側に回転している場合、車速センシングポンプ2は油路15Fに圧油を吐出する。このときセンシング圧Psは油路17aを介して切換弁16の受圧面16cに作用する。このため切換弁16は位置16aに切り換えられる。従って油路15Fは油路18に連通し、油路18の圧力はセンシング圧Psとなる。このとき油路15Rは油路19に連通し、油路15Rの圧力は油路19内の圧力であるチャージ圧Pcとなる。

【0047】同様にして油圧モータ1が後進側に回転している場合には切換弁16は位置16bに切り換えられる。従って油路18の圧力がセンシング圧Psとなり、油路15Rの圧力がチャージ圧Pcとなる。

【0048】このように油圧モータ1が前進側、後進側のいずれの回転方向に回転していても油路18の圧力はセンシング圧Psとなる。

【0049】油路18上には、油路18を流れる圧油の流量Qを制御する絞り弁21が設けられている。絞り弁21は位置21aと位置21bの2位置を有している。

【0050】絞り弁21が位置21a側に移動すると絞り弁21の絞りの開口面積Aが小さくなる。絞り弁21が位置21b側に移動すると絞り弁21の絞りの開口面積Aが大きくなる。位置21a、位置21bの間で開口

10

20

30

40

50

面積Aが連続的に変化する。

【0051】油路18は絞り弁21の入力側で油路20に分岐している。油路20は絞り弁21の受圧面21cに接続している。従って絞り弁21はセンシング圧Psによって位置21cの方向へ押される。油路18は絞り弁21の出力側で油路22に分岐している。油路22は絞り弁21の他方の受圧面21dに接続している。絞り弁21の受圧面21dにはバネ21eが付与されている。油路22は油路19に接続している。従って絞り弁21はチャージ圧Pcとバネ21eとによって位置21aの方向へ押される。

【0052】つぎにセンシング圧Psについて説明する。

【0053】センシング圧Psは油圧モータ1の回転数が大きくなるにつれて大きくなるように設計されている。

【0054】絞り弁21の前後の圧力P1、P2の差圧を $\Delta P$ としたとき、油路18を流れる流量Qと、差圧 $\Delta P$ と、絞り弁21の絞りの開口面積Aとの間には、以下の関係が成立する。

$$【0055】Q = c \cdot A \sqrt{\Delta P} \quad \dots (1)$$

ただしcは流量係数である。

【0056】図4は流量Qと差圧 $\Delta P$ との関係を示している。図4で実線で示す特性L1は、絞り弁21が動作し位置21a、21b間を移動するときの流量Qと差圧 $\Delta P$ との関係を示している。

【0057】図4に示すように流量Qが増加するに応じて特性L1から特性L2に切り換わる。

【0058】油圧モータ1の回転数が大きくなると、絞り弁21の入力圧P1が大きくなるため絞り弁21の受圧面21cには大きい圧力が作用する。このため絞り弁21は位置21bに位置する。このため絞り弁21の開口面積Aは大きくなる。従って油圧モータ1の回転数が大きいときには図4に示す特性L2に従って流量Qと差圧 $\Delta P$ が変化する。

【0059】つぎに制御弁3を説明する。

【0060】制御弁3は低速域の位置3aと高速域の位置3bと超高速域の位置3cの3位置を有している。

【0061】ここで低速域とは車両の速度Vが0 km/h以上V1以下の範囲の速度域のことである。また高速域とは車両の速度VがV1より大きく車両が許容する速度V2以下の範囲の速度域のことである。また超高速域とはオーバーランのときの速度域のことであり車両の速度Vが許容速度V2より大きい範囲の速度域のことである。車両の車速Vが超高速域に達する状態では、車速を最高速度V2以下まで下げる必要がある。

【0062】制御弁3の入力ポート3gはポンプ吐出油路11に接続している。制御弁3には常時チャージ圧Pcの圧油が供給されている。制御弁3の入力側でポンプ吐出油路11はパイロット油路23に分岐している。パイ

ロット油路23は制御弁3の受圧面3eに接続している。このため制御弁3の受圧面3eにはチャージ圧Pcがパイロット圧として作用する。制御弁3の受圧面3eにはバネ3dが付与されている。制御弁3はチャージ圧Pcとバネ3dとにより位置3aの方向へ押される。

【0063】制御弁3のタンクポート3hはタンク40に連通している。

【0064】制御弁3のポート3mはパイロット油路24に接続している。パイロット油路24は制御弁3の他方の受圧面3fに接続している。このため制御弁3の受圧面3fにはパイロット油路24内の圧力がパイロット圧として作用する。

【0065】絞り弁21の入力側で油路18はパイロット油路25に分岐している。パイロット油路25は更にパイロット油路25aに分岐している。パイロット油路25aは制御弁3の受圧面3fに接続している。このため制御弁3の受圧面3fには油路18のセンシング圧Psがパイロット圧として作用する。制御弁3はパイロット油路24の圧力とセンシング圧Psとにより位置3b、3cの方向へ押される。

【0066】パイロット油路25は制御弁3のポート3rに連通している。

【0067】制御弁3の出力ポート3jは油路26に接続している。

【0068】制御弁3が低速域位置3aでは、入力ポート3gとポート3mと出力ポート3jが連通する。このためポンプ吐出油路11とパイロット油路24が連通して、パイロット油路24を介してチャージ圧Pcが制御弁3の受圧面3fに作用する。またポンプ吐出油路11と油路26が連通して制御弁3を介してチャージ圧Pcが油路26に出力する。

【0069】制御弁3が高速域位置3bでは、入力ポート3gとポート3mが連通する。またタンクポート3hと出力ポート3jが連通する。このためポンプ吐出油路11とパイロット油路24が連通して、パイロット油路24を介してチャージ圧Pcが制御弁3の受圧面3fに作用する。またタンク40と油路26が連通して制御弁3を介してタンク圧が油路26に出力する。

【0070】制御弁3が超高速域位置3cでは、ポート3rとポート3mと出力ポート3jが連通する。このためパイロット油路24とパイロット油路25が連通して、パイロット油路24を介して絞り弁21の入力圧P1が制御弁3の受圧面3fに作用する。またパイロット油路25と油路26が連通して制御弁3を介して絞り弁21の入力圧P1が油路26に出力する。

【0071】つぎに変速弁5を説明する。

【0072】変速弁5は位置5aと位置5bとを有している。

【0073】変速弁5の受圧面5dにはパイロットポート5f、5gが設けられている。変速弁5の他方の受圧

10

20

30

40

50

面5 cにはバネ5 eが付与されている。

【0074】変速弁5のパイロットポート5 fは油路26に連通している。このため変速弁5のパイロットポート5 fには制御弁3から出力される圧油の圧力がパイロット圧として作用する。

【0075】変速弁5のパイロットポート5 gは油路31に連通している。油路31は油路36に接続している。油路8 R、8 Fはそれぞれ、油路29、30を介してチェック弁27、28に接続している。チェック弁27、28は油路36に接続している。

【0076】チェック弁27は油路29から油路36へ向かう方向のみに圧油を通過させる。またチェック弁28は油路30から油路36へ向かう方向のみに圧油を通過させる。このため油路36へは油路8 R、8 Fのうち何れか高い方の圧力が導かれる。従って変速弁5のパイロットポート5 gには油路8 F内の圧力または油路8 Rの圧力のうち大きい圧がパイロット圧として作用する。つまり油圧ポンプ7の吐出圧Ppが変速弁5のパイロットポート5 gにパイロット圧として作用する。

【0077】油路31は油路32に接続している。油路32は油路34に分岐している。油路34は変速弁5に接続している。油路32はピストン6の小径側のシリンダ室33 bに連通している。

【0078】ピストン6の大径側のシリンダ室33 aは油路35に連通している。油路35は変速弁5に接続している。また変速弁5はタンク40に接続している。

【0079】変速弁5が位置5 aに位置すると、変速弁5を介して油路34と油路35は連通する。このためピストン6の大径側のシリンダ室33 a内の圧力は油路32の圧力と同じ大きさになる。またピストン6の小径側のシリンダ室33 bの圧力も油路32の圧力と同じ大きさとなる。このためピストン6の受圧面積の違いによってピストン6は小径側のシリンダ室33 bを圧縮する方向に移動する。このため油圧モータ1の斜板1 aは容量が大きくなる側に傾動する。

【0080】変速弁5が位置5 bに位置すると、変速弁5を介して油路35はタンク40に連通する。このためピストン6の大径側のシリンダ室33 a内の圧力はタンク圧となる。またピストン6の小径側のシリンダ室33 bの圧力は油路32の圧力と同じ大きさとなる。このためピストン6は大径側のシリンダ室33 aを圧縮する方向に移動する。このため油圧モータ1の斜板1 aは容量が小さくなる側に傾動する。変速弁5はパイロットポート5 f、5 gに作用するパイロット圧に応じた力と、バネ5 eのバネ力とが釣り合う位置に変化する。

【0081】以下図1の油圧回路の動作について説明する。

【0082】車両が前進側に移動している場合、後進側に移動している場合の両方とも以下の制御内容は同じであるので、車両が前進側に移動している場合を代表させ

て説明する。

【0083】車両が前進側に移動している状態では、油路8 F内のポンプ吐出圧油が油圧モータ1のポート1 bに吸い込まれ、油圧モータ1のポート1 cから圧油が油路8 Rに吐出される。

【0084】車速センシングポンプ2は油圧モータ1の回転数に応じた流量を油路15 Fに吐出する。

【0085】このため切換弁16は位置16 aに位置し、油路15 Fは油路18に連通する。油路18の圧力は油圧モータ1の回転数に応じた大きさになる。

【0086】制御弁3が低速域位置3 aに位置していると、入力ポート3 gと出力ポート3 jが連通する。このためポンプ吐出油路11と油路26が連通して制御弁3を介してチャージ圧Pcが油路26に出力される。

【0087】図3(a)は制御弁3が低速域位置3 aに位置しているときの変速弁5の位置を示している。

【0088】図3(a)に示すように油路26を介して変速弁5のパイロットポート5 fにはチャージ圧Pcがパイロット圧として加えられる。一方変速弁5のパイロットポート5 gには油路31の圧力がパイロット圧として加えられる。このため変速弁5はバネ5 eを圧縮する方向に移動し変速弁5が位置5 aに位置する。変速弁5が位置5 aに位置すると、変速弁5を介して油路34と油路35が連通する。このためピストン6の大径側のシリンダ室33 a内の圧力は油路32の圧力になる。またピストン6の小径側のシリンダ室33 bの圧力も油路32の圧力となる。ピストン6の受圧面積の違いによってピストン6は小径側のシリンダ室33 bを圧縮する方向に移動する。このため油圧モータ1の斜板1 aは容量が大きくなる側に傾動する。

【0089】以上のようにして油圧モータ1の回転数が小さいとき、つまり絞り弁21の入力圧Piが小さいときは、油圧モータ1の容量は大きくなる。

【0090】油圧モータ1の回転数が大きくなり、油路18の圧力Psが大きくなると制御弁3が高速域位置3 bの方向に移動する。

【0091】制御弁3が高速域位置3 bに位置すると、タンクポート3 hと出力ポート3 jが連通する。このためタンク40と油路26が連通して制御弁3を介してタンク圧が油路26に出力される。

【0092】図3(b)は制御弁3が高速域位置3 bに位置しているときの変速弁5の位置を示している。

【0093】変速弁5のパイロットポート5 fはタンク圧Pになっている。一方変速弁5のパイロットポート5 gには油路31を介して油路32の圧力がパイロット圧として加えられる。このため変速弁5はバネ5 eが伸びる方向に移動し変速弁5が位置5 bに位置する。変速弁5が位置5 bに位置すると、変速弁5を介して油路34とタンク40が連通する。このためピストン6の大径側のシリンダ室33 a内の圧力はタンク圧(低圧)にな

る。またピストン6の小径側のシリンダ室33bの圧力は油路32の圧力(高圧)となる。これによりピストン6は大径側のシリンダ室33aを圧縮する方向に移動する。このため油圧モータ1の斜板1aは容量が小さくなる側に傾動する。

【0094】以上のようにして油圧モータ1の回転数が大きく油路18の圧力 $P_s$ が大きいときは、油圧モータ1の容量は小さくなる。

【0095】なお変速弁5のパイロットポート5gに加えられる圧力は車輪または履帯にかかる負荷に応じて変化する。つまり車輪または履帯にかかる負荷が大きくなると油路8fまたは8Rを介して変速弁5のパイロットポート5gに加わる圧力が大きくなり、変速弁5は位置5bから位置5a側へ移動する。このため油圧モータ1の斜板1aは容量が大きくなる側に傾動する。このように車輪または履帯にかかる負荷が大きくなると、油圧モータ1の容量が大きくなり、車輪または履帯にかかる負荷に相当するトルクが油圧モータ1で発生する。

【0096】油圧モータ1の回転数が更に大きくなり、しきい値を超えると、つまり油路18の圧力 $P_s$ がしきい値を超えると、制御弁3が超高速域位置3cに切り換えられる。

【0097】制御弁3が超高速域位置3cに位置すると、ポート3rと出力ポート3jが連通する。このためパイロット油路25と油路26が連通して制御弁3を介して油路18の圧力 $P_s$ が油路26に出力される。

【0098】図3(c)は制御弁3が超高速域位置3cに位置しているときの変速弁5の位置を示している。

【0099】図3(c)に示すように油路26を介して変速弁5のパイロットポート5fには油路18の圧力つまりセンシング圧 $P_s$ がパイロット圧として加えられる。一方変速弁5のパイロットポート5gには油路31の圧力がパイロット圧として加えられる。このため変速弁5はバネ5eが圧縮する方向に移動し変速弁5が位置5aに位置する。

【0100】ここで図3(a)と図3(c)を比較する。図3(a)では変速弁5のパイロットポート5fに絞り弁21の出力圧であるチャージ圧 $P_c$ が加えられている。一方図3(c)では変速弁5のパイロットポート5fに、絞り弁21の出力圧であるチャージ圧 $P_c$ よりも高圧の入力圧 $P_s$ が加えられている。このため図3(a)の場合よりも図3(c)の場合の方が、より高圧のパイロット圧によって変速弁5を確実に位置5aに切り換えることができる。

【0101】変速弁5が位置5aに位置すると、変速弁5を介して油路34と油路35が連通する。このためピストン6の大径側のシリンダ室33a内の圧力は油路32の圧力になる。またピストン6の小径側のシリンダ室33bの圧力も油路32の圧力となる。ピストン6の受圧面積の違いによってピストン6は小径側のシリンダ室

33bを圧縮する方向に移動する。このため油圧モータ1の斜板1aは容量が大きくなる側に傾動する。これによって油圧モータ1の回転数が低下する。

【0102】油圧モータ1の回転数が小さくなり、しきい値以下になると、つまり油路18のセンシング圧 $P_s$ がしきい値以下になると、制御弁3が超高速域位置3cから高速域位置3bに切り換えられる。これにより車両の車速は所定の車速つまり許容速度 $V_2$ 以下に制限される。

【0103】制御弁3は、高速域位置3bから超高速域位置3cに切り換えられるときと、逆に超高速域位置3cから高速域位置3bに切り換えられるときとでヒステリシスを持っている。ヒステリシスを持たせるようにしたのは車速が許容速度 $V_2$ 付近で走行しているときに頻繁に変速が行われることを防止するためである。以下ヒステリシスについて説明する。

【0104】制御弁3が高速域位置3bに位置しているとき、制御弁3の受圧面3eにはチャージ圧 $P_c$ が作用し、受圧面3fの各パイロットポートにはチャージ圧 $P_c$ とセンシング圧 $P_s$ がそれぞれ作用している。

【0105】一方制御弁3が超高速域位置3cに位置しているとき、制御弁3の受圧面3eにはチャージ圧 $P_c$ が作用し、受圧面3fの各パイロットポートにはセンシング圧 $P_s$ が作用している。

【0106】チャージ圧 $P_c$ よりもセンシング圧 $P_s$ の方が大きいので制御弁3が高速域位置3bに位置しているときよりも超高速域位置3cに位置しているときの方が制御弁3の受圧面3fに作用する力が大きくなる。

【0107】このことは制御弁3が高速域位置3bから超高速域位置3cに一旦切り換わったならば、高速域位置3bから超高速域位置3cに切り換えたときのセンシング圧 $P_s$ よりも低いセンシング圧 $P_s$ にしなければ、超高速域位置3cから高速域位置3bに切り換わらないことを意味する。つまり油圧モータ1の回転数を、高速域位置3bから超高速域位置3cに切り換えられたときの回転数よりも低い回転数にしなければ超高速域位置3cから高速域位置3bに切り換えることはできない。

【0108】車速に置き換えれば制御弁3が高速域位置3bから超高速域位置3cに切り換えられたときの車速よりも低下させなければ、制御弁3は超高速域位置3cから高速域位置3bに切り換わらない。

【0109】以上説明したように第1の実施形態によれば、フットブレーキの操作によることなく制御弁3によって自動的に油圧モータ1の回転数を一定値以下に制限することができる。このため熟練した操作を要せず、またブレーキ部材で大量に摩擦熱が発生することがない。

【0110】また第1の実施形態によれば、従来の制御弁3に対して、超高速域の位置3cを付加するという簡易な構成で、油圧モータ1の回転数を一定値以下に制限する制御を行うことができる。

【0111】なお図1で油路18に絞り弁21を設ける代わりに、開口面積Aが一定の固定絞りを設けてもよい。ただしこの場合にはパイロット油路25aを介して制御弁3に作用するパイロット圧が大きく変動する。これに対処するために制御弁3の受圧面3e、3fの受圧面積、バネ3dのバネ力を適宜変更すればよい。

【0112】図1では、制御弁3に油圧信号を入力して制御弁3を作動させている。しかし制御弁3に電気信号を入力して制御弁3を作動させてもよい。

【0113】図2は電気信号を制御弁3に入力して油圧モータ1の容量を制御する第2の実施形態を示している。

【0114】同図2に示す油圧回路では、図1で必要とされた減速機14、車速センシングポンプ2、切換弁16、絞り弁21等を省略することができる。

【0115】制御弁3のバネ3dに対向する側には電磁ソレノイド3kが設けられる。一方油圧モータ1の回転数は、油圧モータ1の回転軸の回転数を検出し検出信号を電気信号として出力するセンサを用いることができる。また車輪または履帯の回転数を検出し検出信号を電気信号として出力するセンサを用いてもよい。また車両の対地速度を検出するセンサを使用してもよい。

【0116】センサによって油圧モータ1の回転数ないしは車速が検出されると、この検出した回転数ないしは車速に比例した電流値Dが制御弁3の電磁ソレノイド3kに加えられる。このため油圧モータ1の回転数ないしは車速に比例した力が電磁ソレノイド3kで発生して、油圧モータ1の回転数ないしは車速に比例した力によって制御弁3がバネ3dを圧縮する方向に移動する。これにより油圧モータ1の回転数ないしは車速の上昇に伴って制御弁3が低速域位置3aから高速域位置3bへ移動し、さらに高速域位置3bから超高速域位置3cに移動する。

【0117】制御弁3が低速域位置3aに位置すると、\*

\*入力ポート3gが出力ポート3jに連通する。このため制御弁3から油路26にチャージ圧Pcが出力される。よって図3(a)と同様に変速弁5が動作して油圧モータ1の容量が大きくなる。

【0118】制御弁3が高速域位置3bに位置すると、タンクポート3hが出力ポート3jに連通する。このため制御弁3から油路26にタンク圧が出力される。よって図3(b)と同様に変速弁5が動作して油圧モータ1の容量が小さくなる。

【0119】制御弁3が超高速域位置3cに位置すると、入力ポート3gが出力ポート3jに連通する。このため制御弁3から油路26に油路18のセンシング圧Psが出力される。よって図3(a)と同様に変速弁5が動作して油圧モータ1の容量が大きくなる。これにより油圧モータ1の回転数が低下して、車両の車速が一定値以下に制限される。

【0120】以上の実施形態では、車両の車速を一定値(許容速度)以下に制限する場合を想定して説明した。しかし本発明は車両の車速の制御に限定されるものではない。つまり油圧モータ1の回転軸に接続される回転体は車輪または履帯に限定されるものではない。本発明は油圧モータ1の回転軸に接続される任意の回転体の回転速度の制御に適用することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】図1は第1の実施形態の油圧回路図である。

【図2】図2は第2の実施形態の油圧回路図である。

【図3】図3(a)、(b)、(c)は、油圧モータが変速する様子を説明する図である。

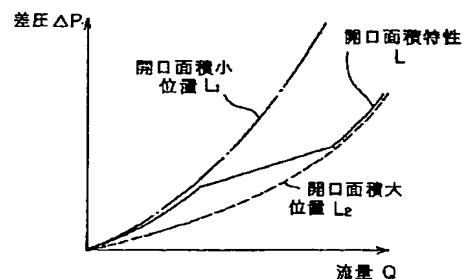
【図4】図4は、図1に示す絞り弁21の前後差圧 $\Delta P$ と流量Qとの関係を示す図である。

【符号の説明】

- 1…可変容量型油圧モータ
- 2…車速センシングポンプ
- 3…制御弁

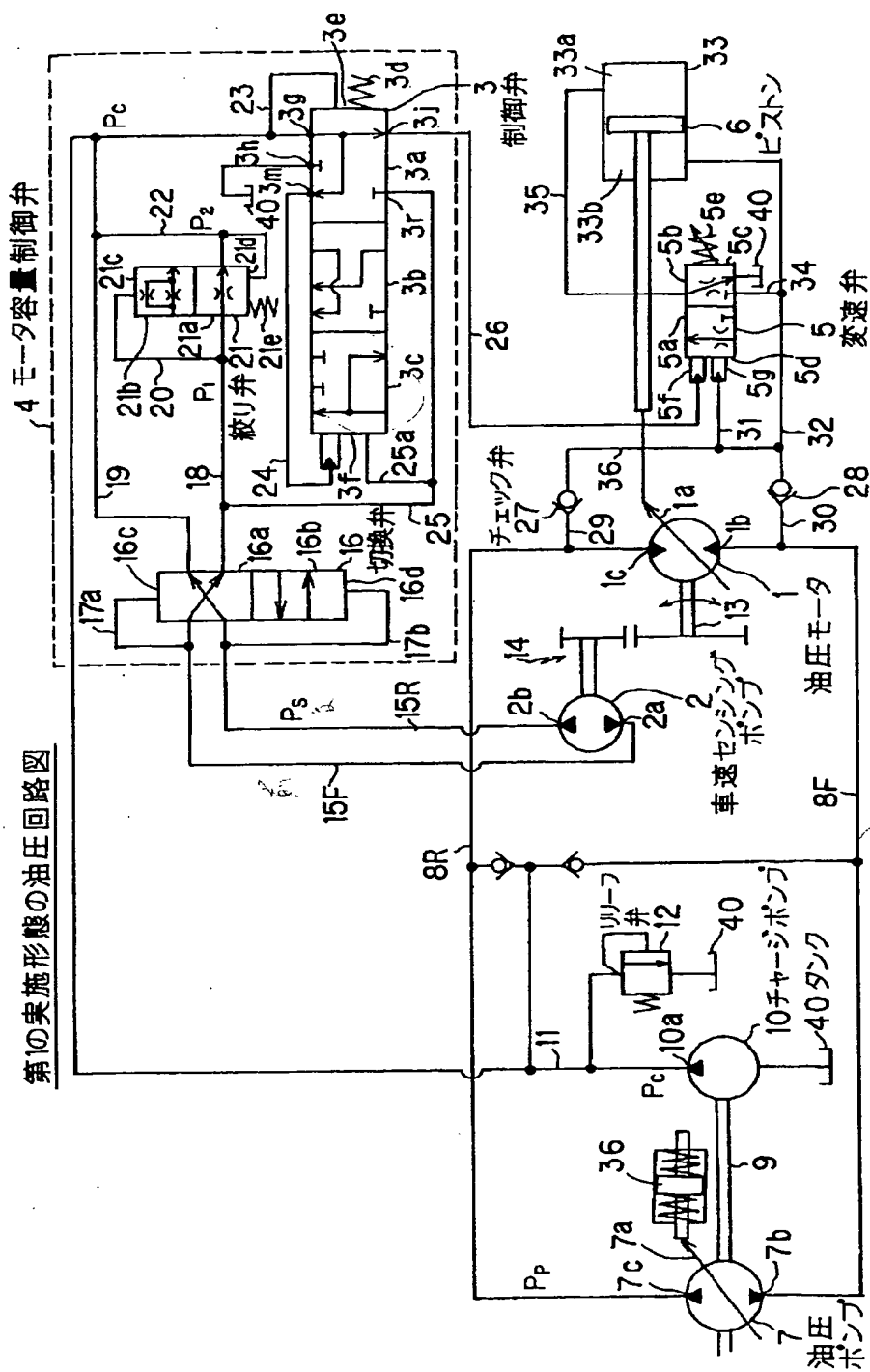
【図4】

流量と差圧の関係を示す図



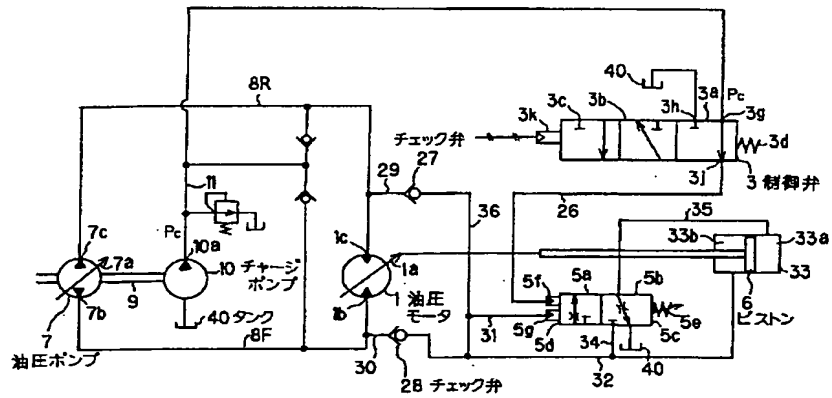


図路回油田の實施形勢の第1圖



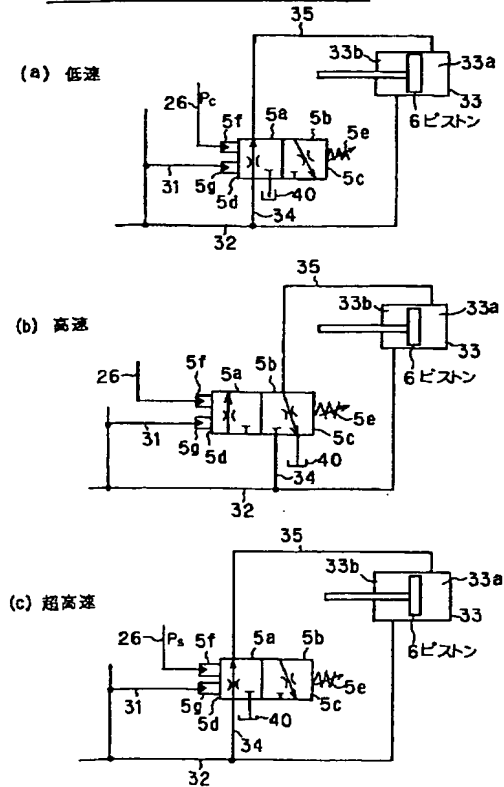
【図2】

第2の実施形態の油圧回路図



【図3】

油圧モータが変速する様子を説明する図



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**